

FUEL INJECTION VALVE

Publication number: JP2001123907 (A)

Publication date: 2001-05-08

Inventor(s): IKETANI MASANORI; TAKEDA SUMUTO

Applicant(s): AISAN IND

Classification:

- International: F02M51/06; F02M51/10; F02M61/16; F16K31/06; F02M63/00;
F02M51/06; F02M61/00; F16K31/06; F02M63/00; (IPC1-
7): F16K31/06; F02M51/06; F02M61/10

- European: F02M51/06B2E2

Application number: JP19990304024 19991026

Priority number(s): JP19990304024 19991026

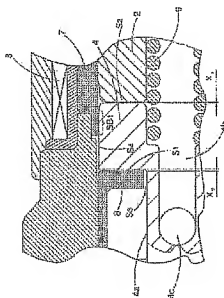
Also published as:

DE10050590 (A1)

US6367721 (B1)

Abstract of JP 2001123907 (A)

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a fuel injection valve which can reduce the operation sound at the closing time of a needle valve and prevent the drop of a measuring performance caused by the bounce of a valve element at the valve closing time. **SOLUTION:** This fuel injection valve is formed so that a needle valve 5 and movable core 4 are arranged in a body 1 movably in an axial direction, a fix member 8 to which the movable core 4 is approached at the valve closing time is provided in the body 1 and a clearance is generated between the movable core 4 and fix member 8 at the valve closing time. When the fuel left in the clearance between the movable core 4 and fix member 8 is pressurized responding to the movement to the valve closing side of the movable core 4, a throttle part 5B' is formed on a place which is the passage of the fuel pushed out from the clearance.



Data supplied from the esp@cenet database — Worldwide

(19) 日本特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-123907

(P2001-123907A)

(43) 公開日 平成13年5月8日(2001.5.8)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	サーチコード(参考)
F 0 2 M 51/06		F 0 2 M 51/06	A 3 G 0 6 6
			H 3 H 1 0 6
			K
61/10		61/10	L
			N

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 9 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願平11-304024	(71) 出願人	000116574 愛三工業株式会社 愛知県大府市共和町一丁目1番地の1
(22) 出願日	平成11年10月26日(1999.10.26)	(72) 発明者	池谷 昌紀 愛知県大府市共和町一丁目1番地の1 愛三工業株式会社内
		(72) 発明者	武田 澄人 愛知県大府市共和町一丁目1番地の1 愛三工業株式会社内
		(74) 代理人	100076473 弁理士 飯田 昭夫 (外1名)

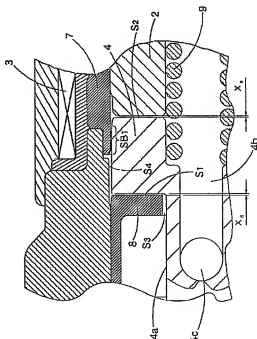
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 燃料噴射弁

(57) 【要約】

【課題】 ニードル弁の閉弁時の作動音を低減すると共に、閉弁時の弁体のバウンスによる計量性能の低下を防止することができる燃料噴射弁を提供する。

【解決手段】 この燃料噴射弁は、ボディ1内にニードル弁5と可動コア4が軸方向に移動可能に配設されると共に、閉弁時に可動コア4が接近する固定部材8がボディ1内に設けられ、閉弁時に可動コア4と固定部材8との間に隙間が生じるように形成される。可動コア4の閉弁側への移動に伴い、可動コア4と固定部材8間の隙間に残留する燃料が加圧されたとき、隙間から押し出される燃料の通路となる箇所、絞り部SB₁が形成される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ボディ内にニードル弁と可動コアが軸方向に移動可能に配設されると共に、閉弁時に該可動コアが接近する固定部が該ボディ内に設けられ、閉弁時に該可動コアと固定部との間に隙間が生じるように形成されてなる燃料噴射弁において、

該可動コアの閉弁側への移動に伴い、該可動コアと該固定部との隙間に残留する燃料が加圧されたとき、該隙間から押し出される燃料の通路となる箇所に、絞り部が形成されたことを特徴とする燃料噴射弁。

【請求項2】 前記隙間の寸法が $3.5\mu\text{m}$ ～ $32\mu\text{m}$ に設定された請求項1記載の燃料噴射弁。

【請求項3】 前記絞り部が前記可動コアの外周に位置するスリーブの内側に形成された請求項1記載の燃料噴射弁。

【請求項4】 前記絞り部が前記スリーブの内周部を内側にリング状に膨出して形成された請求項3記載の燃料噴射弁。

【請求項5】 前記固定部として環状の固定部材が前記ボディ内の定位置に固着された請求項1記載の燃料噴射弁。

【請求項6】 前記ボディの先端内側にノズル本体が嵌着され、環状の板状スペーサが該ボディの内周段部と該ノズル本体の末端部との間に嵌着され、該板状スペーサにおける該ノズル本体の内側に突出した部分が前記固定部として形成された請求項1記載の燃料噴射弁。

【請求項7】 前記可動コアの先端端に小径部が形成され、該小径部の外周部をガイドする前記環状の固定部材の内周部に、前記絞り部が設けられた請求項5記載の燃料噴射弁。

【請求項8】 前記可動コアと固定部との間に形成される隙間に、部分的な板状空間、或は楔状空間を加えることにより、閉弁時に可動コアに生じるスチーズ反力を調整することを特徴とする請求項1記載の燃料噴射弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、内燃機関に使用される電磁式の燃料噴射弁に関し、特に閉弁時に可動コアの周囲で生じる液体（残留燃料）のスチーズ反力により作動音の低減や燃料の計量性能の向上を図った燃料噴射弁に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関に使用される電磁式の燃料噴射弁は、一般に、ボディの上部に燃料接続管を固定し、ボディ内に電磁ソレノイドを配設すると共に、電磁ソレノイドの円磁により閉弁可能に可動コアを設け、可動コアの先端端にニードル弁を固定し、ニードル弁を囲うようにバルブシートを設けたノズル本体をボディの先端端に取り付け、更に、燃料接続管内にはインサート管を挿入

し、このインサート管と可動コアの間に、ニードル弁を閉鎖方向に付勢するコイルばねを配設して構成される。

【0003】 この種の燃料噴射弁として、従来、電磁ソレノイド内に位置する燃料接続管の先端部に固定コア部が設けられ、固定コア部の先端端に可動コアが当接可能に配設され、電磁ソレノイドが作動する閉弁時に、ニードル弁と一体の可動コアが固定コア部側に電磁吸引され、固定コア部の先端端に可動コアの末端面が当接し、閉弁時には、コイルばねと燃料圧力により、ニードル弁が先端端に摺動して、弁体がノズル本体のバルブシートに当接すると共に、可動コアの先端面が、ノズル本体の端面に接近して、弁を閉じる構造の燃料噴射弁が、実開昭59-165965号公報等で提案されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、上記構造の燃料噴射弁は、可動コアの先端面とノズル本体の端面間に閉弁時に隙間が生じるものの、その隙間が数百 μm と非常に広いために、コイルばねのばね力と燃料圧力により閉弁するニードル弁の弁体が、閉弁時、ノズル本体のバルブシートに強く衝突して、大きな衝撃が発生し、作動音が高いレベルで発生する問題があった。また、ニードル弁の閉弁時の衝撃が大きいために、衝撃に伴って閉弁時の弁体にバウンスが発生し、このバウンスにより、閉弁後に弁が僅かに開いて意図しない二次噴射が生じ、開弁時間によって正確に制御される燃料噴射量の計量性能が悪化する問題があった。

【0005】 本発明は、上記の点に鑑みてなされたもので、ニードル弁の閉弁時の作動音を低減すると共に、閉弁時の弁体のバウンスによる計量性能の低下を防止することができるとする燃料噴射弁を提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために、本発明の請求項1の燃料噴射弁は、ボディ内にニードル弁と可動コアが軸方向に移動可能に配設されると共に、閉弁時に可動コアが接近する固定部がボディ内に設けられ、閉弁時に可動コアと固定部との間に隙間が生じるように形成されてなる燃料噴射弁において、可動コアの閉弁側への移動に伴い、可動コアと固定部間の隙間に残留する燃料が加圧されたとき、隙間から押し出される燃料の通路となる箇所に、絞り部が形成されたことを特徴とする。

【0007】 また、請求項2の燃料噴射弁は、請求項1のものにおいて、隙間の寸法が $3.5\mu\text{m}$ ～ $32\mu\text{m}$ に設定されたことを特徴とする。

【0008】 また、請求項3の燃料噴射弁は、請求項1のものにおいて、絞り部が可動コアの外周に位置するスリーブの内側に形成されたことを特徴とする。

【0009】 また、請求項4の燃料噴射弁は、請求項3のものにおいて、絞り部がスリーブの内周部を内側にリング状に膨出して形成されたことを特徴とする。

【0010】また、請求項5の燃料噴射弁は、請求項1のものにおいて、固定部として環状の固定部材がボディ内の定位置に固着されたことを特徴とする。

【0011】また、請求項6の燃料噴射弁は、請求項1のものにおいて、ボディの先端内側にノズル本体が嵌着され、環状の板状スペーサが該ボディの内周段部と該ノズル本体の末端部との間に嵌着され、該板状スペーサにおける該ノズル本体の内側に突出した部分が前記固定部として形成されたことを特徴とする。

【0012】また、請求項7の燃料噴射弁は、請求項5のものにおいて、前記可動コアの先端側に小径部が形成され、小径部の外周部をガイドする前記環状の固定部材の内周部に、前記絞り部が設けられたことを特徴とする。

【0013】また、請求項8の燃料噴射弁は、請求項1のものにおいて、前記可動コアと固定部との間に形成される隙間に、部分的な板状空間、或は楔状空間を加えることにより、閉弁時に可動コアに生じるスチーズ反力を調整することを特徴とする。

【0014】

【作用】上記構成の燃料噴射弁は、閉弁時、電磁ソレノイドの励磁により可動コアがニードル弁と共にコイルばねを圧縮する末端側、つまり固定コア部側に電磁吸引されて後退し、ニードル弁先端の弁体がバルブシートから所定間隔だけ離れ、弁を開き、バルブシートの噴射口から燃料が噴射される。

【0015】一方、閉弁時には、電磁ソレノイドへの電気信号がオフして励磁が停止され、可動コアとニードル弁がコイルばねの付勢力と燃料圧力により、先端側に移動し、ニードル弁先端の弁体がバルブシートに当接して、弁を閉じる。このとき、可動コアが閉弁方向につきまり固定部に向けて移動する際、固定部の末端面と可動コアの先端面との間の隙間に残っていた燃料が挟まれて押圧を受け、その燃料は絞り部を通り、可動コアの末端面と固定部の先端面間の隙間から排出される。

【0016】この際、可動コアには、スチーズ反力（液体を加圧し隙間から絞り出した際の絞り出し力やみ出し力に対する反力）が発生し、このスチーズ反力は可動コアと固定部間の隙間寸法 3 の乗に反比例して増加するため、対向する2面つまり固定部の末端面と可動コアの先端面が小さくても、大きなスチーズ反力が発生し、このスチーズ反力により可動コアとニードル弁には閉弁時の少し手前で、急速に制動がかかる。このため、閉弁時に弁体がバルブシートに衝突（着座）する際の衝突速度（着座速度）が低減され、閉弁時の作動音が低下する。また、弁体の衝突速度の低下により、衝突時に弁体に生じるバウンスが抑制され、それによって、閉弁後の二次噴射を極めて少なくすることができるから、燃料噴射の計量性能を向上させることができる。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。図1は内燃機関に使用される電磁式の燃料噴射弁の部分断面図を示している。この燃料噴射弁は、基本的には、ボディ1内に電磁ソレノイド3を配設すると共に、電磁ソレノイド3の内側に形成されたボディ内室内に磁性体の可動コア4を揺動可能に挿入し、可動コア4の先端側にニードル弁5を取付け、ニードル弁5を閉うようにノズル本体10をボディ1の先端部に嵌着し、ボディ1の元部内には図示しない燃料接続管を嵌入・固定して構成される。

【0018】燃料接続管の先端部は磁性体により固定コア部2として形成され、固定コア部2は電磁ソレノイド3の内側に位置し、電磁ソレノイド3は合成樹脂製のボビンに銅線コイルを環状に巻装して形成される。電磁ソレノイド3の内側に固定コア部2の先端外周部にスリーブ7が固着される。このスリーブ7は非磁性体により筒状に形成され、可動コア4の揺動をガイドするように、スリーブ7の内側に可動コア4の元部が揺動可能に保持される。

【0019】可動コア4は、円柱状の元部とその先端側に一体に突設された小径部4aとを有して形成され、元部と小径部4aの中間部にかけて軸孔4bが形成され、この軸孔4bは小径部4aの横断方向に穿設した貫通孔4cと連通する。この可動コア4の軸孔4bと貫通孔4cは燃料通路を形成し、小径部4aの先端にはニードル弁5が連結・固定される。燃料接続管内には図示しないインサート管が挿入され、このインサート管と可動コア4の間にコイルばね9が配設され、コイルばね9は可動コア4を先端側につきまりニードル弁5を閉鎖方向に付勢する。

【0020】ボディ1の先端側には、ニードル弁5の先端側を囲むように、ノズル本体10が嵌着され、ノズル本体10の先端部にはバルブシート11が設けられ、バルブシート11の中央に噴射口12が形成される。ニードル弁5の先端に円錐形の弁体15が形成され、弁体15がバルブシート11に着座して閉弁する。さらに、可動コア4の先端側におけるボディ1内の定位置に、固定部材8が固定される。この固定部材8は、円筒の末端部に環状板部を一体に設けて形成され、その環状板部の中央孔に、上記可動コア4の小径部4aが揺動自在に挿入される。

【0021】固定部材8は、可動コア4の先端側への移動時の移動端に位置する部材であり、可動コア4と対向して配設されるが、閉弁時の要部拡大断面を示す図2のように、閉弁時、つまりニードル弁5の弁体15がバルブシート11に当接した際には、可動コア4の先端面と固定部材8の末端面との間に隙間 S_1 が形成され、その隙間 S_1 の寸法は X_1 に設定される。また、可動コア4の末端面と固定コア部2の先端面との間に隙間 S_2 が形成され、この隙間 S_2 の寸法は X_2 に設定され、この隙

間 S_2 の寸法 X_0 が可動コア4の移動ストローク長となる。

【0022】さらに、可動コア4の小径部4aの外周面と固定部材8の環状板部の内周面との間に隙間 S_3 が形成され、可動コア4の外周面とボヤ1の内周面との間にも隙間 S_4 が形成され、この隙間 S_4 と隙間 S_2 の間のスリーブ7の内側に絞り部 SB_1 が形成される。なお、図3に示すように、スライズ反力 F を生じさせるための絞り部 SB_2 は、スリーブ7の内周面7aより内側に膨出した環状膨出部7bを設けることにより形成することもできる。

【0023】上記のように構成された燃料噴射弁は、内燃機関の吸気系や燃料室に直接燃料を噴射するためのシリンダヘッド等に取り付けられ、電磁ソレノイド3が駆動回路に接続され、燃料接続管のコネクタ部がデリバリパイプに接続される。燃料がデリバリパイプから燃料接続管に供給される状態で、電磁ソレノイド3が駆動回路により励磁されると、可動コア4がコイルばね9を圧縮する元部側に磁気吸引されて移動し、同時にニードル弁5が同方向に移動し、弁体15がバルブシート11から離れ、開弁状態となり、バルブシート11の噴射口12から燃料が噴射される。

【0024】一方、閉弁時には、電磁ソレノイド3への電気信号がオフして励磁が停止され、可動コア4とニードル弁5がコイルばね9の付勢力 F と燃料圧力により、先端側に移動し、ニードル弁5先端の弁体15がバルブシート11に当接して、弁を閉じる。このとき、可動コア4が閉弁方向につまり固定部材8に向けて移動する際、固定部材8の先端面と可動コア4の先端面との間の隙間 S_1 に残留していた燃料が挟まれて押圧を受け、スライズ作用が発生する。つまり、圧力を受けた燃料は可動コア4の外周部の隙間 S_4 から絞り部 SB_1 を通り、さらに、可動コア4の先端面と固定部材8の先端面との間の隙間 S_2 を通り、可動コア4内の燃料通路に絞り出される。また、隙間 S_1 に残留していた燃料の一部は、可動コア4の小径部4aの外周面と固定部材8の環状板部の内周面との隙間 S_3 を通り、固定部材8の内側の燃料通路にも絞り出される。この場合には隙間 S_3 が絞り部として作用する。

【0025】このような閉弁スライズの発生時に、固定部材8の先端面に燃料を押し付けるように作用する可動コア4には、スライズ反力（液体を加圧した際の絞り出し力やばみ出し力に対する反力）が発生し、このスライズ反力は可動コア4と固定部材8間の隙間 S_1 の寸法の3乗に反比例して増加するため、このスライズ反力によって、閉弁直前、可動コア4とニードル弁5の移動に急速に制動がかかる。このため、閉弁時に弁体15がバルブシート11に衝突（着座）する際の衝突速度（着座速度）が低減され、閉弁時の作動音が効果的に低下する。また、弁体15の衝突速度の低下により、

衝突時に弁体15に生じるバウンスが抑制され、それによって、閉弁後の二次噴射を極めて少なくし、燃料噴射の計量性能を向上させることができる。

【0026】ところで、図4に示すように、2枚の環状円盤間に液体をスライズ可能に満たした状態で、一方の環状円盤を他方の環状円盤に対し押し付けるように速度 v で移動させ、隙間の寸法 h となった時、一方の環状円盤に生じるスライズ反力 F は、液体の粘性係数を μ 、環状円盤の外半径を r_0 、隙間の寸法 h 、その内半径を r_1 とした場合、下記の式より算出することができる。

$$F = (3\pi\mu v / 2h^2) \times \{ (r_0^4 - r_1^4) - (r_0^2 - r_1^2)^2 / \log | r_0 / r_1 | \}$$

従って、上記式より、スライズ反力 F は、隙間の寸法 h の3乗に反比例することになり、2枚の環状円盤間の隙間が小さくなるに伴い、スライズ反力は急速に増大するから、逆に隙間が大きい範囲では、この反力は殆ど発生せず、上記構造の燃料噴射弁の場合、ニードル弁5の開弁・閉弁動作つまりその応答性能に影響を与えることはない。

【0027】また、図5に示すように、固定部材8の先端面と可動コア4の先端面との間に板状空間や楔状空間を設け、その空間の大きさを調整することにより、スライズ反力の大きさを調整することができる。即ち、図5(a)は固定部材8Aの先端面と可動コア4Aの先端面との間に板状空間 $S1$ を設けた例であるが、この可動コア4Aに作用するスライズ反力は、板状空間 $S1$ の大きさ、つまり $h1$ と $r1$ の寸法を変えることにより調整することができる。また、図5(b)は固定部材8Bの先端面と可動コア4Bの先端面との外周側に楔状空間 S_K を設けた例であるが、この可動コア4Bに作用するスライズ反力は、楔状空間 S_K の大きさ、つまり $h2$ と $r2$ の寸法を変えることにより調整することができる。また、図5(c)は固定部材8Cの先端面と可動コア4Cの先端面との内周側に楔状空間 S_L を設けた例であるが、この可動コア4Cに作用するスライズ反力は、楔状空間 S_L の大きさ、つまり $h3$ と $r3$ の寸法を変えることにより調整することができる。

【0028】図6は、上記の絞り部 SB_1 、 SB_2 を設けることにより、可動コア4に作用するスライズ反力を増大させることができるという効果を、コンピュータシミュレーションにより確認した際の説明図を示している。ここで、KBは仮想のボディ、4Dはその内側に挿入された仮想の可動コアであり、ボディKBの内側に絞り部KBを設けた場合と、設けない場合について、ボディKB内に液体を残留させた状態で、可動コア4Dを下方に移動させた際、ボディKB内の圧力を、各位置a、b、cについて算出し、その各移動位置における圧力分布を示す。圧力分布図における実線は絞り部KBを設けた場合、破線は絞り部を設けない場合である。こ

図6の各圧力分布図から、内部に絞り部KB₂を設けることにより、可動コア4Dの先端端面にかかる圧力（スキーズ反力）が大きく増大することが分かる。

【0029】図7は、上記図2において、可動コア4の小径部4aの外周面と固定部材8の環状板部の内周面との間に隙間S₃を形成し、この隙間S₃を絞り部として作用させた場合の効果を確認した際の説明図である。ここでは、仮想のボディKBの内側における仮想の可動コア4Dの小径部の周囲に絞り部KB₂を設けた場合と、設けない場合について、ボディKB内に液体を残置させた状態で、可動コア4Dを下方に移動させた際、ボディKB内の圧力を、各位置a、b、cについて算出し、その各移動位置における圧力分布を示す。圧力分布図における実線は絞り部KB₂を設けた場合、破線は絞り部を設けない場合である。この図7の各圧力分布図から、内部に絞り部KB₂を設けることにより、可動コア4Dの先端端面にかかる圧力（スキーズ反力）が大きく増大することが分かる。

【0030】さらに、図8は、図6の絞り部KB₂を設けた仮想のボディKBと仮想の可動ボディ4Dについて、可動コアの位置が偏心した場合の圧力分布をコンピュータシミュレーションにより計算した結果を示す。図8(b)(c)のボディKB内の各位置a～eの圧力の違いから、可動コア4Dが偏心して一方の絞り部KB₂に近づいた場合、その絞り部KB₂側の移動先端面（位置b、c）の圧力が他の箇所 비해増大していることが分かる。この結果から、偏心して狭くなった側の圧力が増大することにより、可動コアを反対側に押す力が作用するから、可動コアをセンタリングさせる方向つまり偏心を解消する方向に力が作用し、自動的に偏心を修正できることが分かる。

【0031】さらに、図9は本発明の実施例（絞り部あり）とその比較例（絞り部なし）について、閉弁時の可動コア4と固定部材8間の隙間S₁の寸法X_gを変え、燃料噴射時の作動音の音圧レベルを測定した際のグラフを示している。このグラフは、従来の燃料噴射弁（閉弁時の可動コアの先端端面の隙間が数百μmと大きいもの）の作動音を基準にし、その従来品の作動音からの音圧レベルの減少値を示している。グラフG1は、図1、図2の実施例の燃料噴射弁について、閉弁時の可動コア4と固定部材8間の隙間S₁の寸法X_gを、3.5μm～3.2μmの範囲で変えた場合の音圧レベル減少値を示し、グラフG2は、図1、図2の実施例と同等の燃料噴射弁であって、絞り部SB₁を設けない場合の噴射弁について、可動コア4と固定部材8間の隙間S₁の寸法X_gを、1.3μm～1.7μmの範囲で変えた場合の音圧レベル減少値を示している。

【0032】この図9のグラフG1から、図1、図2のように、絞り部SB₁を設けると共に、可動コア4と固定部材8間の隙間S₁の寸法X_gを、3.5μm～3.2

μmの範囲に小さく設定すると、作動音は、従来品のものに比べ、約1dB～約12dBの幅で音圧レベルを低減することができることが分かる。また、図9のグラフG2から、図1、図2のように、絞り部SB₁を設けなくても、閉弁時の可動コア4と固定部材8間の隙間S₁の寸法X_gを、1.3μm～1.7μmの範囲に小さく設定すれば、作動音は、従来品のものに比べ、約3dB～約8dBの幅で音圧レベルを低減することができる。さらに、絞り部SB₁を設けた場合には、閉弁時の隙間S₁の寸法X_gを、3.5μm～2.2μmの範囲に小さく設定すれば、絞り部を設けない場合より、確実に作動音の音圧レベルが低下することが分かる。なお、隙間S₁の寸法X_gを3.5μm未満とした場合、設計上の寸法誤差によっては、対向面が当接する不具合が生じる恐れがあり、また、隙間S₁の寸法X_gを3.2μmより大きくした場合、作動音の低減が望まなくなる。

【0033】さらに、図10、図11は、本発明の実施例と従来の比較例について、燃料噴射量の時間的変化と、閉弁時の隙間S₁の寸法X_gに対する二次噴射の割合（二次噴射率/最大噴射率）を測定・算出した際のグラフを示している。図10のグラフによれば、可動コアの閉弁移動に伴って押し出される燃料の通路となる箇所（絞り部）を設けない従来品では、一次噴射の後に50%以上の噴射割合となるかなり大きな二次噴射が発生するが、本発明の実施例のように、燃料の押し出し通路となる箇所（絞り部SB₁）を設け、閉弁時の隙間S₁の寸法X_gを2.2μmとして場合、二次噴射率は小さくなくなり、さらに、その隙間S₁の寸法X_gを7μmとした場合、さらに二次噴射率が減少することが分かる。また、図11のグラフによれば、本発明の実施例における隙間S₁の寸法X_gが11μm、5μmと小さくなるほど、二次噴射率は小さく良好になることが分かる。

【0034】図12は燃料噴射弁の他の実施例を示している。この例の燃料噴射弁は、上記図1の実施例の固定部材8に代えてスペーサ28を使用し、ノズル本体20の末端部とボディ21の内側段差部との間にそのスペーサ28を装着し、可動コア4の先端面をスペーサ28の面に対向させる構造を採用しており、他の電磁レノイド3、スリーブ7、可動コア4の構造等については、上記図1の実施例と同じである。この可動コア4の外周部においても、上記図2と同様に、スリーブ7との間に絞り部が設けられ、可動コア4の先端面とスペーサ28の末端面との間に隙間S₁が形成され、また、可動コア4の末端面と固定コア部2の先端面との間に隙間S₂が形成される。

【0035】この燃料噴射弁の閉弁時、可動コア4が閉弁方向に移動する際、スペーサ28の末端面と可動コア4の先端面との間の隙間S₁に残留していた燃料が挟まれて押圧を受ける。その燃料は、上記と同様に、可動コア4の外周部の隙間S₂から絞り部を通り、さらに、

可動コア4の末端面と固定コア部2の先端面との間の隙間 S_2 を通り、可動コア4内の燃料通路に絞り出され、スクイズが発生する。

【0036】このような閉弁スクイズの発生時に、スベサ28の末端面に燃料を押し付けるように作用する可動コア4には、スクイズ反力が発生し、このスクイズ反力によって、閉弁の直前で、可動コア4とニードル弁5の移動に急進に制動がかかる。このため、上記実施例と同様、閉弁時に弁体15がバルブシート11に衝突する際の衝突速度が低減され、閉弁時の作動音が効果的に低下する。また、弁体15の衝突速度の低下により、衝突時に弁体15に生じるバウンスが抑制され、それによって、閉弁後の二次噴射が極めて少なくなる。

【0037】図13は燃料噴射弁のさらに他の実施例を示している。この燃料噴射弁は、上記のスベサ等を使用せず、ノズル本体30の末端部に可動コア4の先端面を直接対向させる構造を採用しており、他の電磁ソレノイド3、スリーブ7、可動コア4の構造等については、上記図1、図12の実施例と同じである。この可動コア4の外周部においても、上記図2、図12と同様に、スリーブ7との間に絞り部が設けられ、可動コア4の先端面とノズル本体30の末端面との間の隙間 S_1 が形成され、また、可動コア4の末端面と固定コア部2の先端面との間に隙間 S_2 が形成される。

【0038】この燃料噴射弁の開弁時、可動コア4が閉弁方向に移動する際、ノズル本体30の末端面と可動コア4の先端面との間の隙間 S_1 に残留していた燃料が挟まれて押圧を受け、その燃料は、上記と同様に、可動コア4の外周部の隙間 S_2 から絞り部を通り、さらに、可動コア4の末端面と固定コア部2の先端面との間の隙間 S_2 を通り、可動コア4内の燃料通路に絞り出され、スクイズが発生する。

【0039】このような閉弁スクイズの発生時、ノズル本体30の末端面に燃料を押し付けるように作用する可動コア4には、スクイズ反力が発生し、このスクイズ反力によって、閉弁の直前で、可動コア4とニードル弁5の移動に急進に制動がかかる。このため、上記実施例と同様、閉弁時に弁体15がバルブシート11に衝突する際の衝突速度が低減され、閉弁時の作動音が効果的に低下する。また、弁体15の衝突速度の低下により、衝突時に弁体15に生じるバウンスが抑制され、閉弁後の二次噴射が極めて少なくなる。

【0040】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の燃料噴射弁によれば、閉弁時、可動コアにはスクイズ反力が発生し、このスクイズ反力は可動コアと固定部間の隙間寸法の3乗に反比例して増加するため、固定部の末端面と可動コアの先端面が小さくても、大きなスクイズ反力が発生し、このスクイズ反力によって可動コアとニードル弁には閉弁時の直前で、急進に制動がかかるか

ら、閉弁時に弁体がバルブシートに衝突する際の衝突速度が低減され、閉弁時の作動音が低下し、弁体の衝突速度の低下により、衝突時に弁体に生じるバウンスが抑制され、閉弁後の二次噴射を少なくすることができるから、燃料噴射の計量性能を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態の燃料噴射弁の断面図である。

【図2】同燃料噴射弁の可動コア周辺の拡大断面図である。

【図3】他の実施例の可動コア周辺の拡大断面図である。

【図4】2枚の環状円盤間にスクイズを生じさせる際の説明図である。

【図5】固定部材と可動コア間に板状空間、楔状空間を設けて、スクイズ反力の大きさを調整する説明図である。

【図6】絞り部を設けて可動コアに作用するスクイズ反力を増大させる効果を、コンピュータシミュレーションにより確認した際の説明図を示し、(a)はバルブ前進開始時の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図、(b)はバルブ前進中盤時の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図、(c)はバルブ衝突直前の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図である。

【図7】絞り部を可動コアの小径部の外周に設けた場合の、可動コアに作用するスクイズ反力を増大させる効果を、コンピュータシミュレーションにより確認した際の説明図を示し、(a)はバルブ前進開始時の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図、(b)はバルブ前進中盤時の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図、(c)はバルブ着座直前の模式図と内部空間内の圧力分布のグラフ図である。

【図8】可動コアが偏心した場合、可動コアをセンタリングさせるように作用する力の説明図を示し、(a)はその模式図、(b)位置a-位置eの圧力分布図、(c)は位置d-位置fの圧力分布図である。

【図9】本発明の実施例と従来品について、隙間 S_1 の寸法Xを変えた場合の作動音の音圧レベル減少値の変化を示すグラフである。

【図10】本発明の実施例と従来品について、燃料噴射弁の燃料噴射率の変化を示すグラフである。

【図11】本発明の実施例について、隙間 S_1 の寸法Xを変えた場合の二次噴射の割合の変化を示すグラフである。

【図12】他の実施例の燃料噴射弁の断面図である。

【図13】さらに他の実施例の燃料噴射弁の断面図である。

【符号の説明】

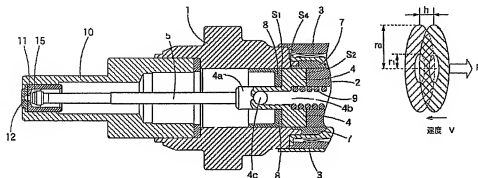
1-ボディ

2-固定コア部

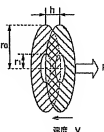
3-電磁ソレノイド
4-可動コア
4a-小径部
5-ニードル弁
7-スリーブ

8-固定部材
10-ノズル本体
11-バルブシート
S₁ ~ S₄-隙間
SB₁、SB₂-絞り部

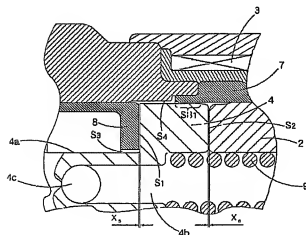
【図1】



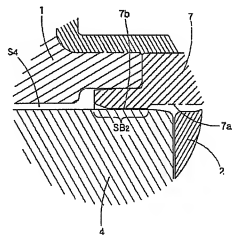
【図4】



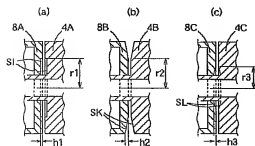
【図2】



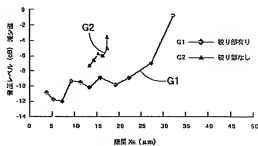
【図3】



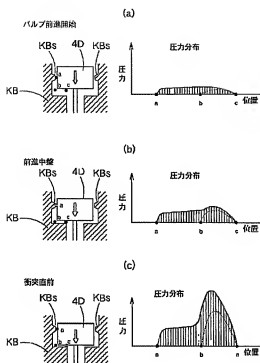
【図5】



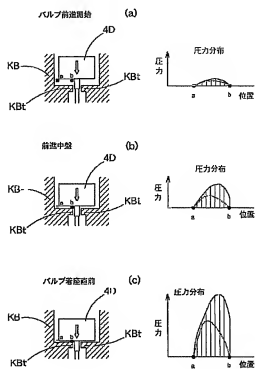
【図9】



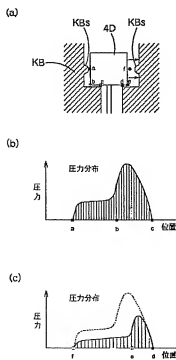
【図6】



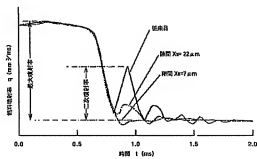
【図7】



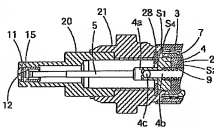
【図8】



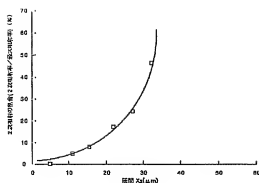
【図10】



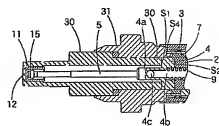
【図12】



【図11】



【図13】



フロントページの続き

(51)Int. Cl. 7

識別記号

F I

(参考)

F 0 2 M 61/16

F 0 2 M 61/16

X

// F 1 6 K 31/06

3 0 5

F 1 6 K 31/06

3 0 5 J

3 0 5 H

F ターム(参考) 3G066 AA01 AA02 AB02 AD12 BA11

BA22 BA51 CC06U CC14

CC70 CD30 CE24 DA01

3H106 DA07 DA13 DA23 DB02 DB12

DB23 DB32 DC02 DD02 EE20

GC11 KK18